

DERWENT-ACC-NO: 2003-771172

DERWENT-WEEK: 200373

COPYRIGHT 1999 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Helical compressor in air conditioner, has helical blade  
whose thickness along radial direction is kept greater  
than or equal to helical groove depth

PATENT-ASSIGNEE: TOSHIBA CAREER KK[TOSHN]

PRIORITY-DATA: 2001JP-0291565 (September 25, 2001)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE	PAGES	MAIN-IPC
JP 2003097464 A	April 3, 2003	N/A	011	F04C 018/344

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO	APPL-DATE
JP2003097464A	N/A	2001JP-0291565	September 25, 2001

INT-CL (IPC): F04C018/344, F04C029/00

ABSTRACTED-PUB-NO: JP2003097464A

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - The thickness of helical blade (33) in a horizontal type helical compressor (1), along radial direction, is kept greater than or equal to depth of helical groove formed in a cylinder (31).

USE - Helical compressor in air conditioner.

ADVANTAGE - Prevents contact of roller periphery and internal circumference of cylinder during running of compressor without increasing the clearance between roller periphery and cylinder internal circumference due to specific dimension of the blade thickness and depth of spiral groove.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The figure shows a cross-sectional view of the helical compressor.

helical compressor 1

cylinder 31

helical blade 33

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/10

TITLE-TERMS: HELICAL COMPRESSOR AIR CONDITION HELICAL BLADE THICK RADIAL  
DIRECTION KEEP GREATER EQUAL HELICAL GROOVE DEPTH

DERWENT-CLASS: A88 Q56 X25 X27

CPI-CODES: A12-W11G;

EPI-CODES: X25-L03B; X27-E01B2; X27-F02C1;

ENHANCED-POLYMER-INDEXING:

Polymer Index [1.1]

018 ; P0500 F\* 7A

Polymer Index [1.2]

018 ; ND01 ; Q9999 Q9018 ; Q9999 Q7669 ; K9416

Polymer Index [1.3]

018 ; A999 A340\*R

SECONDARY-ACC-NO:

CPI Secondary Accession Numbers: C2003-212213

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N2003-617892

(11)特許出願公開番号

特開2003-97464

(P2003-97464A)

(43)公開日 平成15年4月3日(2003.4.3)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

FI

テーマト\* (参考)

F 0 4 C 18/344  
29/00

3 1 1

F 0 4 C 18/344  
29/00

3 1 1      3H0 2 9  
G      3H0 4 0

H  
U

審査請求 未請求 請求項の数16 OL (全 11 頁)

(21)出願番号 特願2001-291565(P2001-291565)

(22) 出願日 平成13年 9 月25日(2001. 9. 25)

(71)出願人 399023877

東芝キヤリア株式会社

東京都港区芝浦1丁目1番1号

(72)発明者 藤原 尚義

静岡県富士市蓼原336番地 東芝キャリア  
株式会社内

(72)発明者 平山 卓也

静岡県富士市蓼原336番地 東芝キャリア  
株式会社内

(74)代理人 100078765

弁理士 波多野 久 (外1名)

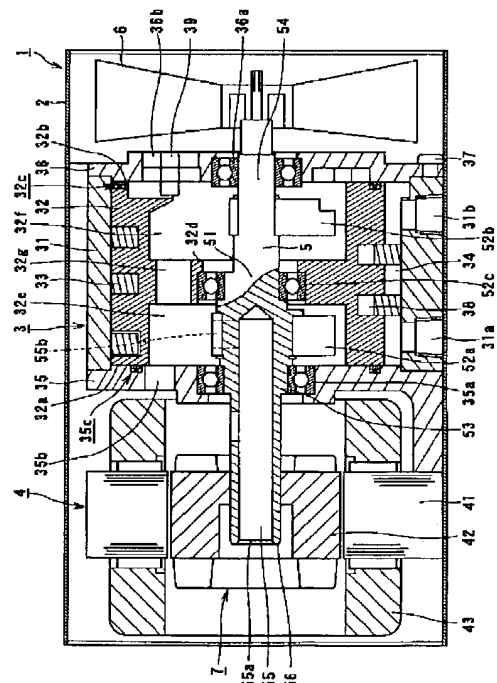
**最終頁に続く**

(54) 【発明の名称】 流体機械

(57) 【要約】

【課題】ヘリカル圧縮機構部の構成部品間の摺動部におけるかじり、凝着等の発生がなく、耐久性、信頼性ある流体機械を提供するものである。

【解決手段】ヘリカルブレードの径方向の厚さ寸法をLとし、前記螺旋状溝の深さ寸法をHとし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L \geq H$ である流体機械、また、ローラのスラスト面と軸受面間にローラの内周側と外周側をシールするリング形状のシール部が設けられたヘリカル式流体機械、また、軸受に転がり軸受を用いるヘリカル式流体機械である。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトを有する流体機械であって、前記ヘリカルブレードの径方向の厚さを $L$ とし、前記螺旋状溝の深さ寸法を $H$ とし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L \geq H$ であることを特徴とする流体機械。

【請求項2】 請求項1に記載の流体機械において、上記螺旋状溝部における少なくとも1周分以上は、 $L \geq H$ であることを特徴とする流体機械。

【請求項3】 請求項1に記載の流体機械において、上記螺旋状溝部における全ての部分で $L \geq H$ であることを特徴とする流体機械。

【請求項4】 シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトを有する流体機械であって、前記ヘリカルブレードの径方向の厚さを $L$ とし、前記螺旋状溝の深さ寸法を $H$ とし、ヘリカルブレードの熱膨張率を $\lambda_1$ 、ブレード溝の熱膨張率を $\lambda_2$ とし、かつ、流体機械1の運転時のブレード溝の温度を $T_1$ 、常温を $T_2$ とし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ であることを特徴とする流体機械。

【請求項5】 請求項4に記載の流体機械において、上記螺旋状溝部における少なくとも1周分以上は、 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ であることを特徴とする流体機械。

【請求項6】 請求項4に記載の流体機械において、上記螺旋状溝部における全ての部分で、 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ であることを特徴とする流体機械。

【請求項7】 シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトを有する流体機械であって、ローラのスラスト面と軸受面間に前記ローラの内周側と外周側をシールするリング形状のシール部が設けられたことを特徴とする流体機械。

【請求項8】 請求項7に記載の流体機械において、上記シール部には、弾性体とシール部材の組み合わせが用いられることを特徴とする流体機械。

【請求項9】 請求項8に記載の流体機械において、上記シール部材は、固体潤滑剤を含むフッ素樹脂であることを特徴とする流体機械。

【請求項10】 請求項8または9に記載の流体機械において、ローラの両スラスト面と両軸受面間に設けられ

るリング形状のシール部は、吐出側スラスト面の外周に形成されたフランジ部に設けられるシール部の直径が、吸込側スラスト面に設けられるシール部の直径よりも大きいことを特徴とする流体機械。

【請求項11】 シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトと、このクランクシャフトを軸支する軸受とを有する流体機械であって、前記軸受に転がり軸受を用いることを特徴とする流体機械。

【請求項12】 請求項11に記載の流体機械において、上記クランクシャフトのクランク部に転がり軸受を用いることを特徴とする流体機械。

【請求項13】 請求項11または12に記載の流体機械において、上記転がり軸受により、ローラにかかるスラスト力を受けることを特徴とする流体機械。

【請求項14】 請求項12に記載の流体機械において、上記転がり軸受は、複数設けられることを特徴とする流体機械。

【請求項15】 請求項14に記載の流体機械において、上記複数の転がり軸受間にはスペーサが設けられることを特徴とする流体機械。

【請求項16】 請求項12ないし15のいずれか1項に記載の流体機械において、上記転がり軸は、アンギュラ玉軸受あるいは円錐ころ軸受であることを特徴とする流体機械。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は流体をシリンダの軸方向に連続的に送出するヘリカル式の流体機械に係わり、特に圧縮機構部の構成部品間のシール構造の改良とスラスト力低減のための改良を行った流体機械に関する。

## 【0002】

【従来の技術】室内冷暖房用空気調和機、冷蔵庫、冷凍ショーケース等には冷凍サイクルが組み込まれており、この冷凍サイクルに冷媒を圧縮する圧縮機が備えられている。この種の圧縮機にはレシプロタイプのほか、ロータリタイプの圧縮機が普及しているが、圧縮機構部にヘリカルブレードを採用したヘリカル圧縮機が開発されている。

【0003】ヘリカル圧縮機は、運転時に部品の温度上昇を伴うため、使用温度幅（常温から最高運転温度までの幅）が広がる。ヘリカル圧縮機構部を構成する回転部品間のクリアランスは、この温度幅での熱膨張を考慮する必要があるが、一般にヘリカル圧縮機構部の部品の材質は部品によって異なるため、熱膨張率も異なり、熱膨張の違いによる各部材の寸法変化の違いを考慮すると、使用温度幅が広いほどクリアランスを大きくとる必

要がある。ヘリカル圧縮機構部においてクリアランスを設計上考慮すべき重要な摺動部としては、①ブレードが介在するシリンダとローラ間、②ローラ側面に当接する軸受のローラスラスト面、および③クランクシャフトを受ける軸受の支持面がある。

【0004】①シリンダとローラ間は、若干のクリアランスを設ける設計がなされるが、このクリアランスはシール効果を低減させるために大きく採れず、公差の積み上げや他部のクリアランスによるローラの傾き、あるいはローラの熱膨張等により、シリンダ内周面とローラ外周面が接触することがあり、騒音発生の原因となり、さらに、接触面で凝着が生じ、運転が不可能になるおそれがあり、耐久性と信頼性に問題がある。

【0005】②軸受のローラスラスト面においては、圧縮部のシールは、あるクリアランスを保って油シールするか、あるいは金属同士を接触させて油潤滑で摩擦を防ぐ構造を採っている。ローラは公転運動しており、ローラスラスト面は内外周でシールを保つ必要があるため、ローラスラスト面のシールは、スラスト力による押し当てにより行い、油潤滑により金属同士の接触による摩擦を防いでいる。これに対して、油を用いないヘリカル圧縮機において、同様の構造を採用することは、金属同士の接触によるかじりにつながるから困難であり、油を用いない構造のヘリカル圧縮機において、耐久性・信頼性あるローラスラスト面のシール構造が必要となっている。

【0006】③クランクシャフトを受ける軸受にあつては、軸受部は油潤滑を前提としたすべり軸受構造になっており、特にオイルレスで用いる場合などには、耐久性・信頼性の劣化、高速化ができない等の問題があった。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】そこで、ヘリカル圧縮機構部の構成部品間の摺動部におけるかじり、凝着等の発生がなく、耐久性・信頼性ある流体機械が要望されていた。

【0008】本発明は、上記事情を考慮してなされたもので、ヘリカル圧縮機構部の構成部品間の摺動部におけるかじり、凝着等の発生がなく、耐久性・信頼性ある流体機械を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、本発明の1つの態様によれば、シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトを有する流体機械であつて、前記ヘリカルブレードの径方向の厚さ寸法を $L$ とし、前記螺旋状溝の深さ寸法を $H$ とし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L \geq H$ であることを特徴とする流体機械が提供される。これにより、ヘリカルブ

レードとブレード溝の底部の方が、ローラ外周とシリンダ内周より常に先に接触し、シリンダ内周面とローラ外周面が接触することを防止でき、接触による騒音の発生を抑え、シリンダ内周面とローラ外周面の凝着を生じさせず耐久性があり、高い信頼性を有する。

【0010】好適な一例では、上記螺旋状溝部における少なくとも1周分以上あるいは螺旋状溝部における全ての部分で、 $L \geq H$ である。これにより、シリンダ内周面とローラ外周面が接触するのをより確実に防止する。

【0011】また、本発明の別の態様によれば、シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトを有する流体機械であつて、前記ヘリカルブレードの径方向の厚さ寸法を $L$ とし、前記螺旋状溝の深さ寸法を $H$ とし、ヘリカルブレードの熱膨張率を $\lambda_1$ 、ブレード溝の熱膨張率を $\lambda_2$ とし、かつ、流体機械1の運転時のブレード溝の温度を $T_1$ 、常温を $T_2$ とし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L + \lambda_2 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ であることを特徴とする流体機械が提供される。これにより、ローラとヘリカルブレードの熱膨張率が大きく違う場合においても、必要以上にローラ外周とシリンダ内周のクリアランスを大きくとることなく運転中にローラ外周とシリンダ内周が接触するのを防ぐことができ、接触による騒音の発生を抑え、シリンダ内周面とローラ外周面の凝着を生じさせず耐久性があり、高い信頼性を有する。

【0012】好適な一例では、上記螺旋状溝部における少なくとも1周分以上あるいは螺旋状溝部における全ての部分で、 $L + \lambda_2 (T_1 - T_1) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ である。これにより、ローラとヘリカルブレードの熱膨張率が大きく違う場合においても、シリンダ内周面とローラ外周面が接触するのをより確実に防止する。

【0013】また、本発明の別の態様によれば、シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトを有する流体機械であつて、ローラのスラスト面と軸受面間に前記ローラの内周側と外周側をシールするリング形状のシール部が設けられたことを特徴とする流体機械が提供される。これにより、高圧のローラの外周側から低圧のローラの内周側に高圧冷媒が漏れることがなく圧縮性能を向上できる。また、シール部材やローラを支持する主軸受等の部材に余分な力がかからず、耐久性と信頼性が向上する。

【0014】好適な一例では、上記シール部には、弾性体とシール部材の組み合わせが用いられる。これにより、ローラにかかるスラスト力を小さくでき、シール部

材やローラを支持する主軸受等の部材に余分な力がかからないようにでき、耐久性と信頼性が向上する。

【0015】また、好適な一例では、上記シール部材は、固体潤滑剤を含むフッ素樹脂である。これにより、耐摩耗性に優れ耐久性と信頼性が向上する。

【0016】また、好適な一例では、ローラの両スラスト面と両軸受面間に設けられるリング形状のシール部は、吐出側スラスト面の外周に形成されたフランジ部に設けられるシール部の直径が、吸込側スラスト面に設けられるシール部の直径よりも大きい。これにより、高圧側のシール部の直径を低圧側のシール部の直径に比べて十分に大きくでき、かつ、シール部をローラの外周面近傍に設けることができ、シール効果の向上が図れる。

【0017】また、本発明の別の態様によれば、シリンダ内に偏心配置され螺旋状溝が設けられたローラと前記螺旋状溝に嵌められたヘリカルブレードを有するヘリカル機構部と、前記ローラを前記シリンダ内で偏心回転させるクランクシャフトと、このクランクシャフトを軸支する軸受とを有する流体機械であって、前記軸受に転がり軸受を用いることを特徴とする流体機械が提供される。これにより、クランクシャフトの各回転部における摺動損失を低減することができ、横型ヘリカル圧縮機の効率を高めることができ、また、ローラの傾きをより確実に抑制することができ、さらに、空冷方式であっても、高速運転が可能となって圧縮性能が向上し、圧力差によって、ローラにスラスト方向の荷重がかかって、摺動損失の低減、耐久性、信頼性の向上が図れる。

【0018】好適な一例では、上記クランクシャフトのクランク部に転がり軸受を用いる。これにより、圧力差によって、ローラにスラスト方向の荷重がかかって、摺動損失の低減、耐久性、信頼性の向上が図れる。

【0019】また、好適な一例では、上記転がり軸受により、ローラにかかるスラスト力を受ける。これにより、圧力差によって、ローラにスラスト方向の荷重がかかって、摺動損失の低減、耐久性、信頼性の向上が図れる。

【0020】また、好適な一例では、上記転がり軸受は、複数設けられる。これにより、ガス負荷力等で生じるローラのシリンダに対する傾きを抑制し、ローラの回転を安定させ、性能向上、騒音、振動を低減させる。

【0021】また、好適な一例では、上記複数の転がり軸受間にはスペーサが設けられる。これにより、ローラの傾きをより確実に抑制する。

【0022】また、好適な一例では、上記転がり軸は、アンギュラ玉軸受あるいは円錐ころ軸受である。これにより、確実に摺動損失の低減、耐久性、信頼性の向上が図れる。

【0023】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係わる流体機械の実施の形態について添付図面を参照して説明する。

【0024】図1は本発明に係わる流体機械の第1実施形態、例えば、横型ヘリカル圧縮機の縦断面図である。

【0025】図1に示すように、第1実施形態の横型ヘリカル圧縮機1は、無底円筒形状のケース2と、このケース2に収納されたヘリカル機構部例えばヘリカル圧縮機構部3と、このヘリカル圧縮機構部3を駆動させる電動機部4と、この電動機部4とヘリカル圧縮機構部3間に設けられ電動機部4の動力をヘリカル圧縮機構部3に伝達するクランクシャフト5と、このクランクシャフト5の反電動機部4側の一端に設けられたファン6を有しており、これらの各構成要素が一直線上に取り付けられている。さらに、直線に沿ってヘリカル圧縮機1を冷却する冷却系7が設けられた構造である。

【0026】ヘリカル圧縮機構部3は、横置きタイプのシリンダ（シリンダブロック）31と、このシリンダ31内に偏心して設置される回転体としてのローラ32と、このローラ32とシリンダ31との間に介装される螺旋状のブレード33とを有している。このブレード33はヘリカルブレードを構成し、このヘリカルブレード33によりシリンダ31とローラ32との間に作動室としての複数の圧縮室34がシリンダ軸方向に沿って形成されている。シリンダ31の両端部には主軸受35、副軸受36が締付ボルト37で螺着され、シリンダ31は主軸受35と副軸受36により閉塞されている。

【0027】主軸受35には、ころがり軸受、例えば、図2に示す単列玉軸受35aが設けられており、また、通気孔35bが設けられ、さらに、図3に示すように、ローラ32の主軸受35側のローラスラスト面32aをシールする手段として、リング状のシール部35cが設けられている。このシール部35cは主軸受35に設けられた凹部35c1と、凹部35c1の内側に収納された弾性体35c2と、この弾性体35c2によりローラスラスト面32aに押圧されるシール部材35c3とから構成されている。

【0028】また、副軸受36にも、図2に示すような単列玉軸受36a、通気孔36bが設けられている。

【0029】さらに、図4に示すように、ローラ32の副軸受36側のローラスラスト面32bには、このローラスラスト面32bをシールするリング状のシール部32cが設けられている。このシール部32cはローラスラスト面32bに設けられた凹部32c1と、この凹部32c1の内側に収納された弾性体32c2と、この弾性体32c2により副軸受36に押圧されるシール部材32c3とから構成されている。図1に示すように、このシール部32cの直径は、シール部35cの直径よりも大きく形成されている。

【0030】シール部材35c3、32c3は、金属製ローラ32のローラスラスト面32a、副軸受36と摺動するので、フッ素樹脂を含む材質など耐摩耗性に優れた材質が好ましい。弾性体35c2、32b2は、シー

ル部材35c3、32c3を確実にローラスラスト面32a、副軸受36に押圧して、シールを確実にする。また、弾性体35c2、32b2はシール部材35c3、32c3の位置ずれを補正する機能し、ローラ32のスラスト方向の動きやローラ位置のバラツキがあっても、その差を吸収してシール状態を維持する。さらに、ローラ32にかかるスラスト力を小さくできることで、シール部材35c3、32c3やローラ32を支持する主軸受35等の部材に余分な力がかからないようにできる。弾性がないと、シール部材35c3、32c3とローラ32a、副軸受36間に隙間が生じ十分なシール効果が期待できない。弾性体としては、金属バネ、チューブ状の材料、断面が略円形状のリング状で樹脂やゴム等の弾性材料が挙げられる。

【0031】上記シール部は、両ローラスラスト面に形成するのが好ましいが、必ずしも両ローラスラスト面に設ける必要はなく、少なくとも差圧が生じる吐出側ローラスラスト面に形成すればよい。

【0032】また、ローラ32はシリンダ31の内周面に内接するように偏心してクランクシャフト5に軸装されており、ローラクランク部32dに対向するクランクシャフト5のシャフトクランク部51には図2に示すような単列玉軸受52cが設けられている。

【0033】また、ローラ32の外周面に螺旋状のブレード溝38が形成され、このブレード溝38は断面形状が例えばほぼ矩形をなす一方、ブレード溝38の溝ピッチはローラ32の軸方向に暫次小さくなるように形成されている。

【0034】さらに、ローラ32のブレード溝38にはヘリカルブレード33が収容されている。このヘリカルブレード33とブレード溝38は次のような関係を有する。すなわち、図5に示すように、ヘリカルブレード33の径方向厚さ寸法を $L$ 、ブレード溝38の深さ寸法を $H$ とすると、螺旋状溝部の一部において $L \geq H$ の関係が常に成立する。

【0035】この関係が成立する部分は、螺旋状溝部の一部であってもよいが、好ましくは螺旋部における少なくとも1周分、より好ましくは、全ての螺旋部において成立するのが好ましい。 $L \geq H$ であることにより、ヘリカルブレード33とブレード溝38の底部の方が、ローラ32外周とシリンダ31内周より先に接触し、また、どの回転角においてもヘリカルブレード33とブレード溝38の底部が接触するため、シリンダ31内周面とローラ32外周面が接触するのを防止できる。 $L < H$ では、シリンダ31内周面とローラ32外周面が接触するのを防止できない。

【0036】また、ヘリカルブレード33の径方向厚さ寸法 $L$ とブレード溝38の深さ寸法 $H$ とし、また、ヘリカルブレード33の熱膨張率を $\lambda_1$ 、ブレード溝38の熱膨張率を $\lambda_2$ とし、さらに、流体機械1の運転時のブ

レード溝38の温度を $T_1$ 、常温を $T_2$ とすると、 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ の関係が常に成立する部分を有する。

【0037】この関係が成立する部分は、好ましくは螺旋部における少なくとも1周分、より好ましくは、全ての螺旋部において成立するのが好ましい。 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ であることにより、ローラ32とヘリカルブレード33の熱膨張率が大きく違う場合においても、必要以上にローラ32外周とシリンダ31内周のクリアランスを大きくとることなく運転中にローラ32外周とシリンダ31内周が接触するのを防ぐことができる。すなわち、長時間模型ヘリカル圧縮機1の運転が継続され、ブレード溝38の温度が $T_1$ になっても、ヘリカルブレード33とブレード溝38の底部の方が、ローラ32外周とシリンダ31内周より先に接触するため、シリンダ31内周面とローラ32外周面が接触することを防止できる。 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L < H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ では、シリンダ31内周面とローラ32外周面が接触するのを防止できない。

【0038】上記ヘリカルブレード33は、弾性体材料、プラスチック材料、テフロン（登録商標）等のフッ素樹脂材料、あるいはフッ素プラスチック材料を用いてブレード材料として形成されている。ヘリカルブレード33のブレード材料に予めオイルを含浸させ、油潤滑性能を向上させておくのが好ましい。

【0039】ヘリカルブレード33はローラ外周面に形成されるブレード溝38に収容され、ローラ32の偏心回転運動によりシリンダ内周壁に拘束されてブレード溝38内を円滑に出し入れ摺動される。ローラ32が偏心回転運動する際、ローラ32を公転させ、自転させないように自転防止機構39が設けられている。自転防止機構39は例えばオルダムリングであり、ローラ32の端面と副軸受36との間に設置されている。

【0040】また、上記ヘリカルブレード33によりシリンダ31とローラ32との間にシリンダ軸方向に沿って複数の圧縮室34が区画形成されている。各圧縮室34は、ローラ32の偏心回転により、主軸受35側から副軸受36側に向って容積が小さくなるように連続的に体積変化し、この体積変化により被圧縮流体である冷媒が圧縮されるようになっている。

【0041】また、ローラ32には、クランクシャフト5の2個のバランス52a、バランス52bが各々収納されるバランス収納室32e、32fが設けられており、また、クランク部51の両側に上記バランス52a、バランス52bが一体あるいは一体的に取り付けられ、これらのバランス52a、バランス52bにより、クランクシャフト5の回転に伴う重量バランスを確保している。クランクシャフト5は主軸受35に支持された主軸部53とクランク部51と副軸受36に支持された

副軸部54とから構成されている。

【0042】また、電動機部4はモータステータ41、このモータステータ41内に回転自在に収容されるモータロータ42と、モータステータ41に巻設されたコイル43とから構成されている。モータロータ42は出力シャフトであるクランクシャフト5に回転一体に軸装される。しかして、このコイル43に通電することにより電動機部4が起動され、モータロータ42を回転駆動させるようになっている。

【0043】さらに、上記機型ヘリカル圧縮機1に形成された上記冷却系7は、クランクシャフト5に設けられた冷却用貫通孔55あるいは通気孔35bと、バランス収納室32eと、ローラ32のローラクランク部32dに設けられた通気孔32gと、バランス収納室32fと、副軸受36に設けられた通気孔36bとが順次連通して形成されている。

【0044】上記冷却用貫通孔55は、良好に通気できるように、ほぼクランクシャフト5の直径の1/2の直径を有して、ほぼL字形状をなし、さらに、雰囲気露出したクランクシャフト5の一端面56に設けられた入口開孔55aから、ヘリカル機構部3の近傍、すなわち、バランス52aに対向する位置に設けられた出口開孔55bまで達している。なお、符号31aは流体吸込孔、31bは流体吐出孔である。

【0045】次に本第1実施形態の機型ヘリカル圧縮機的作用について説明する。

【0046】図1に示すような機型ヘリカル圧縮機1のコイル43に通電することにより、電動機部4が起動されてモータステータ41内に回転磁界が生じ、モータロータ42が回転駆動される。

【0047】モータロータ42の回転力は出力シャフトであるクランクシャフト5を介してクランク部51に伝達され、ローラ32を偏心回転（公転）させる。このローラ32の偏心回転により、ローラ32はシリンダ31の内周面に内接しながら摺動し、公転される。上記ローラ32の偏心回転によりシリンダ31とローラ32との間にヘリカルブレード33により形成される各圧縮室34はシリンダ軸方向にヘリカル状に移動しながら容積が次第に小さくなるように体積変化する。各圧縮室34は体積変化により流体吸込孔31aから吸込まれた冷媒が順次圧縮されて高圧化され、副軸受36側の高圧側圧縮室から流体吐出孔31bを経て吐出される。

【0048】また、クランクシャフト5の回転に伴ってファン6が回転し、冷却系、すなわち、雰囲気露出したクランクシャフト5の一端面56に設けられた冷却用貫通孔55の入口開孔55aから流入した空気は、出口開孔55bからバランス収納室32eに吐出され、通気孔32g、バランス収納室32fを経て通気孔36bからヘリカル圧縮機1外に排出される。このように、冷却系を冷却空気が流れることにより、冷却用に潤滑油を

用いなくとも、モータロータ42、主軸受35、ヘリカル圧縮機構部3および副軸受36が効果的に冷却される。

【0049】上記のような冷媒の圧縮過程において、上記ヘリカルブレード33の径方向厚さ寸法Lとブレード溝38の深さ寸法Hとし、螺旋状溝部の一部において、本実施形態では全ての螺旋部において、 $L \geq H$ が成立するように設計されているので、ヘリカルブレード33とブレード溝38の底部の方が、ローラ32外周とシリンダ31内周より常に先に接触し、シリンダ31内周面とローラ32外周面が接触することを防止できる。

【0050】また、ヘリカルブレード33の熱膨張率を $\lambda_1$ 、ブレード溝38の熱膨張率を $\lambda_2$ とし、さらに、流体機械1の運転時のブレード溝38の温度を $T_1$ 、常温を $T_2$ とすると、全ての螺旋部において、 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ の関係が常に成立するように設計されているので、長時間機型ヘリカル圧縮機1の運転が継続され、ブレード溝38の温度が $T_1$ になっても、ヘリカルブレード33とブレード溝38の底部の方が、ローラ32外周とシリンダ31内周より先に接触するため、シリンダ31内周面とローラ32外周面が接触することを防止できる。従って、シリンダ31内周面とローラ32外周面との接触による騒音の発生を抑え、シリンダ31内周面とローラ32外周面の凝着を生じさせず耐久性があり、信頼性の高い流体機械を提供できる。また、ヘリカルブレード33とブレード溝38の底部のシール性の向上が図れ、圧縮性能が向上する。

【0051】さらに、流体吸込孔31aから吸込まれた冷媒は、シリンダ軸方向にヘリカル状に移動しながら容積が次第に小さくなる各圧縮室34により圧縮され、流体吐出孔31bから吐出されるが、シール部32c、35cが少なくとも大きな差圧を生じる吐出側スラスト面を含む両スラスト面に形成されているので、高圧のローラ32の外周側から低圧のローラ32の内周側に高圧冷媒が漏れることがなく、圧縮性能を向上させることができる。また、弾性体35c2、32c2は、ローラ32にかかるスラスト力を小さくすることで、シール部材35c3、32c3やローラ32を支持する主軸受35等の部材に余分な力がかからないようにでき、耐久性と信頼性が向上する。このようにスラスト面にシール部材35c3、32c3を設けることにより、ローラ32両スラスト面が主軸受35、副軸受36に直接接触することなしに、ローラ32両スラスト面におけるガスシールを確実にすることができる。

【0052】また、モータロータ42、クランクシャフト5およびローラ32の回転力、および、このローラ32の回転により圧縮室34で高圧に圧縮された冷媒の圧力と吸込み圧力あるいは常圧との圧力差によって、両軸受35、36の単列玉軸受35a、36aおよびシャフ



トクランク部51に設けられた単列玉軸受52cは、ラジアル方向およびスラスト方向の荷重を受ける。これに対して、各軸受は単列玉軸受が用いられているので、シャフトクランク5の各回転部における摺動損失を低減することができる。また、ローラ32の傾きをより確実に抑制することができる。さらに、特に、本実施形態のように冷却用に潤滑油を用いない空冷方式であっても、単列玉軸受が用いられることにより、高速運転が可能となって圧縮性能が向上し、また、耐久性、信頼性が向上する。さらに、上記のような圧力差によって、ローラ32にスラスト方向の荷重がかかっても、単列玉軸受36aの転がり運動にて受けることができ、摺動損失の低減、耐久性、信頼性の向上が図れる。

【0053】次に本発明に係わる流体機械に用いられるローラの変形例について説明する。

【0054】本変形例は、上記第1実施形態が円柱形状のローラにシール部を設けるのに対して、円柱形状のローラにフランジ部を設け、このフランジ部にシール部を設けるものである。

【0055】例えば、図6および図7に示すように、横型ヘリカル圧縮機1Aのローラ32Aのスラスト面32Abには、フランジ部32Ahが設けられており、このフランジ部32Ahには、リング形状のシール部32Acが設けられている。このシール部32Acの直径は、スラスト面32Aaのシール部35Acの直径よりも大きく形成されている。なお、シール部32Acおよびシール部35Acは、図3および図4に示すシール部と各々同様の材質が用いられ、また、同様の構造を有し、凹部に収納された弾性体と、この弾性体に押圧されるシール部材で構成されている。他の構成は図1に示す流体機械と異ならないので、同一符号を付して説明は省略する。

【0056】従って、高圧側のシール部32Acの直径を低圧側のシール部35Acの直径に比べて十分に大きくでき、かつ、シール部32Acをローラ32Aの外周面近傍に設けることができるので、シール効果を向上させることができる。

【0057】また、本発明に係わる流体機械に用いられるローラクランク部に設けられる軸受の第1変形例について説明する。

【0058】本第1変形例は、上記第1実施形態がローラクランク部に1個の転がり軸受を設けるのに対して、複数の転がり軸受を設けるものである。

【0059】例えば、図6に示すように、クランクシャフト5Aのシャフトクランク部51Aには、複数、例えば、2個の単列玉軸受36Aaが設けられている。

【0060】従って、ガス負荷力等で生じるローラ32Aのシリンダ31Aに対する傾きを抑制し、ローラ32Aの回転を安定させ、性能向上、騒音、振動を低減させ

ることができる。

【0061】さらに、本発明に係わる流体機械に用いられるローラクランク部に設けられる軸受の第2変形例について説明する。

【0062】本第2変形例は、上記第1変形例において、シャフトクランク部の複数の転がり軸受間にスペーサを付加したものである。

【0063】例えば、図8に示すように、横型ヘリカル圧縮機1Bのクランクシャフト5Bのシャフトクランク部51Bには、2個の単列玉軸受52Bcが設けられ、さらに、単列玉軸受52Bc間には、スペーサ40Bが設けられている。

【0064】従って、ローラ32Bの傾きをより確実に抑制することができる。

【0065】さらに、本発明に係わる流体機械に用いられるシャフトクランク部に設けられる軸受の第3変形例について説明する。

【0066】本第3変形例は、軸受に円錐ころ軸受を用いるものである。

【0067】例えば、図9に示すような円錐ころ軸受36Caが、図1または図6に示す横型ヘリカル圧縮機の1個または2個の単列玉軸受に換えて用いられる。

【0068】従って、ローラの傾きをより確実に抑制することができる。

【0069】また、本発明に係わる流体機械の第2実施形態について説明する。

【0070】本第2実施形態は、上記第1実施形態の冷却系がファンを用いた空冷であるのに対して、潤滑油を利用して冷却を行うものである。

【0071】例えば、図10に示すように、本実施形態の横型ヘリカルコンプレッサ1Dには、冷却系7Dが設けられている。

【0072】この冷却系7Dは、潤滑油を利用して冷却を行うもので、クランクシャフト5Dの表面には給油用の給油溝57Dが設けられており、この給油溝57Dは、一方が副軸受36Dに設けられた給油路36Dcを介して密閉ケース2Dの底部2Daに貯留された潤滑油Oに連通し、また、他方が副軸受36Dからシャフトクランク部51Dを経て主軸受35Dまで延設され、クランクシャフト5Dの回転により、給油路36Dcを介して潤滑油Oを汲み上げ、副軸受36D、シャフトクランク部51Dおよび主軸受35Dに給油するようになっている。この給油により、主軸受35D、副軸受36Dおよびシャフトクランク部51Dは潤滑され、さらに、潤滑油によって冷却される。また、ヘリカル圧縮機構部3Dは、図1に示すと同様にシリンダ31Dと、このシリンダ31D内に偏心して設置される回転体としてのローラ32Dと、ローラ32Dのブレード溝38Dに収納された螺旋状のヘリカルブレード33Dとを有している。そして、ヘリカルブレード33Dとブレード溝38D

は、図5に示すような関係、すなわち、 $L \geq H$ および $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ の関係が常に成立するように設計されている。

【0073】従って、冷却系に油潤滑方式を採用する横型ヘリカルコンプレッサであっても、必要以上にローラ外周とシリンダ内周のクリアランスを大きくとることなく運転中にローラ外周とシリンダ内周が接触するのを防ぐことができ、接触による騒音の発生を抑え、シリンダ内周面とローラ外周面の凝着を生じさせず耐久性があり、高い信頼性を得ることができる。

【0074】

【発明の効果】本発明に係わる流体機械によれば、ヘリカル圧縮機構部の構成部品間の摺動部におけるかじり、凝着等の発生がなく、耐久性・信頼性ある流体機械を提供することができる。

【0075】すなわち、ヘリカルブレードの径方向の厚さ寸法を $L$ とし、螺旋状溝の深さ寸法を $H$ とし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L \geq H$ であるので、ヘリカルブレードとブレード溝の底部の方が、ローラ外周とシリンダ内周より常に先に接触し、シリンダ内周面とローラ外周面が接触することを防止でき、接触による騒音の発生を抑え、シリンダ内周面とローラ外周面の凝着を生じさせず耐久性があり、高い信頼性が得られる。

【0076】また、ヘリカルブレードの径方向の厚さ寸法を $L$ とし、螺旋状溝の深さ寸法を $H$ とし、ヘリカルブレードの熱膨張率を $\lambda_1$ 、ブレード溝の熱膨張率を $\lambda_2$ とし、かつ、流体機械の運転時のブレード溝の温度を $T_1$ 、常温を $T_2$ とし、ヘリカルブレードが螺旋状溝に嵌められた螺旋状溝部の一部において、 $L + \lambda_1 (T_1 - T_2) L \geq H + \lambda_2 (T_1 - T_2) H$ であるので、ローラとヘリカルブレードの熱膨張率が大きく違う場合においても、必要以上にローラ外周とシリンダ内周のクリアランスを大きくとることなく運転中にローラ外周とシリンダ内周が接触するのを防ぐことができ、接触による騒音の発生を抑え、シリンダ内周面とローラ外周面の凝着を生じさせず耐久性があり、高い信頼性を得ることができる。

【0077】また、ローラのスラスト面と軸受面間に前記ローラの内周側と外周側をシールするリング形状のシール部が設けられるので、高圧のローラの外周側から低圧のローラの内周側に高压冷媒が漏れることがなく圧縮性能を向上できる。また、シール部材やローラを支持する主軸受等の部材に余分な力がかからず、耐久性と信頼性を向上させることができる。

【0078】また、軸受に転がり軸受を用いるので、クランクシャフトの各回転部における摺動損失を低減することができる、横型ヘリカル圧縮機の効率を高めることができ、また、ローラの傾きをより確実に抑制することができ、さらに、空冷方式であっても、高速運転が可能と

なって圧縮性能が向上し、圧力差によって、ローラにスラスト方向の荷重がかかっても、摺動損失の低減、耐久性、信頼性の向上を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係わる流体機械の第1実施形態の縦断面図。

【図2】本発明の第1実施形態に用いられるアングュラ玉軸受を一部切欠して示す斜視図。

【図3】本発明の第1実施形態の主軸受側シール部の断面図。

【図4】本発明の第1実施形態の副軸受側シール部の断面図。

【図5】本発明の第1実施形態のヘリカルブレードとブレード溝との関係を示す説明図。

【図6】本発明の第1実施形態のローラの変形例を示す断面図。

【図7】図6のローラのフランジ部を拡大して示す断面図。

【図8】本発明の第1実施形態のシャフトクランク部に設けられる軸受の第2変形例を示す断面図。

【図9】本発明の第1実施形態のシャフトクランク部に設ける軸受の第3変形例を一部切欠して示す斜視図。

【図10】本発明に係わる流体機械の第2実施形態の縦断面図。

【符号の説明】

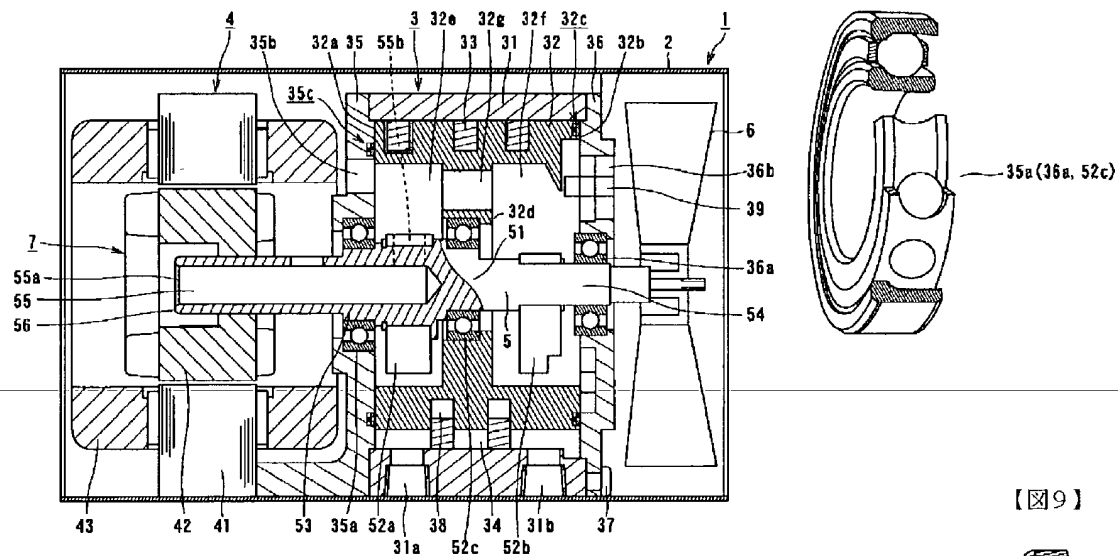
- 1 横型ヘリカル圧縮機
- 2 ケース
- 3 ヘリカル圧縮機構部
- 4 電動機部
- 5 クランクシャフト
- 6 ファン
- 7 冷却系
- 31 シリンダ
- 31a 流体吸込孔
- 31b 流体吐出孔
- 32 ローラ
- 32a ローラスラスト面
- 32b ローラスラスト面
- 32c1 凹部
- 32c2 弾性体
- 32c3 シール部材
- 32c シール部
- 32d ローラクランク部
- 32e バランサ収納室
- 32f バランサ収納室
- 32g 通気孔
- 33 ヘリカルブレード
- 34 圧縮室
- 35 主軸受
- 35a 単列玉軸受

35b 通気孔  
 35c シール部  
 35c1 凹部  
 35c2 弾性体  
 35c3 シール部材  
 36 副軸受  
 36a 単列玉軸受  
 36b 通気孔  
 37 締付ボルト  
 38 ブレード溝  
 39 自転防止機構  
 41 モータステータ

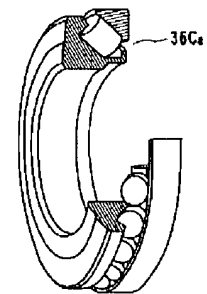
42 モータロータ  
 43 コイル  
 51 シャフトクランク部  
 52a バランサ  
 52b バランサ  
 52c 単列玉軸受  
 53 主軸部  
 54 副軸部  
 55 冷却用貫通孔  
 55a 入口開孔  
 55b 出口開孔  
 56 一端面

【図1】

【図2】



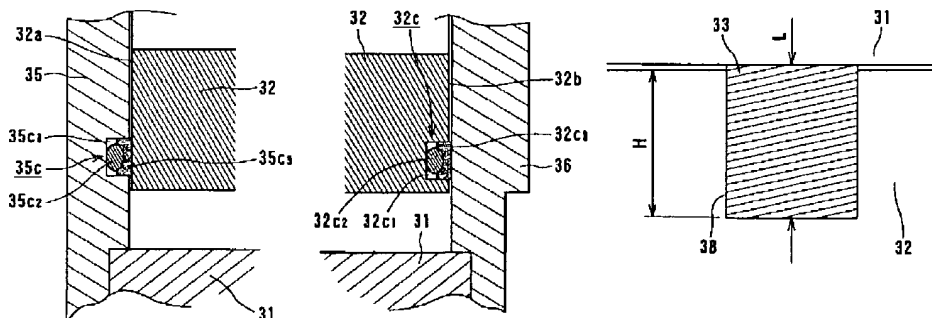
【図9】



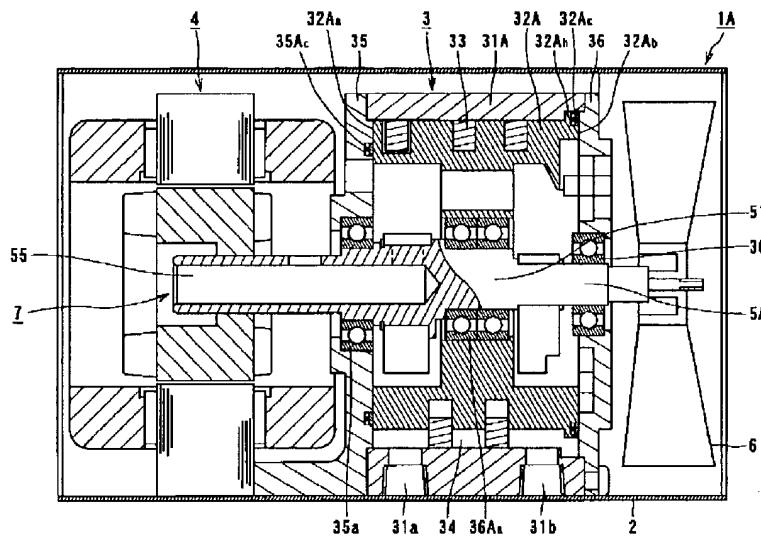
【図3】

【図4】

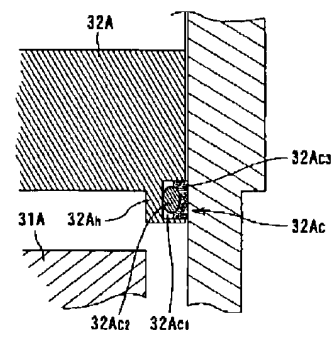
【図5】



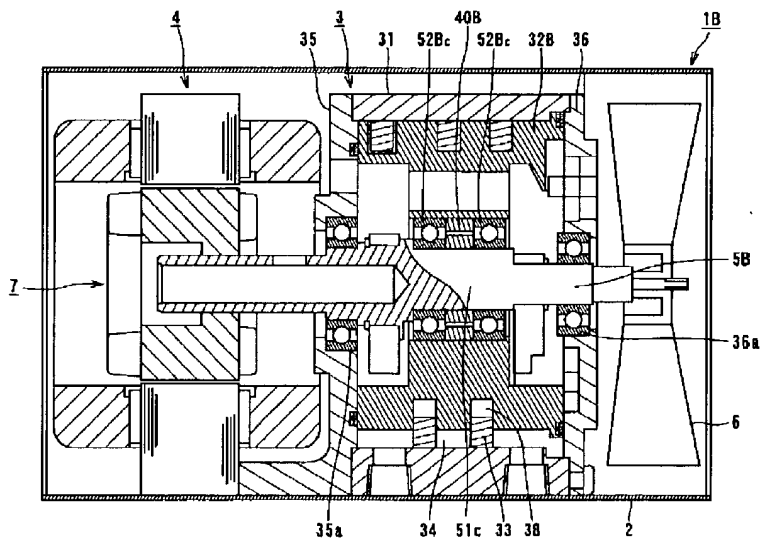
【図6】



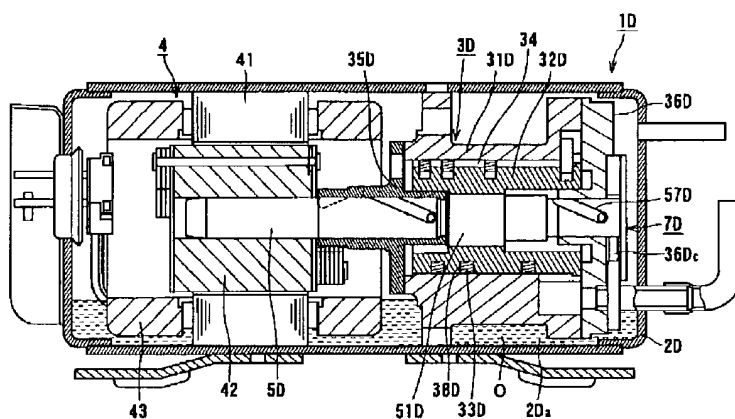
【図7】



【図8】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 福田 岳  
静岡県富士市夢原336番地 東芝キャリア  
株式会社内

Fターム(参考) 3H029 AA05 AA14 AB03 BB21 BB44  
CC03 CC05 CC17 CC39  
3H040 AA03 BB05 CC10 CC14 DD31  
DD36